



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH POLOAUTOMATICKÉ BRUSKY
PRO OSTŘENÍ NOŽŮ DŘEVOOBRÁBĚCÍCH STROJŮ**

DESIGN OF GRINDER FOR SHARPENING OF KNIVES WOODWORKING MACHINERY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Havlíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Ondřej Havlíček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukční návrh poloautomatické brusky pro ostření nožů dřevoobráběcích strojů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení poloautomatické brusky pro ostření nožů dřevoobráběcích strojů. Max. délka nože 400 mm. Manuální nastavení geometrie bříty a velikosti úběru, automaticky realizován posuv nástroje nebo nože. Broušení bude realizována hrncovým brusným kotoučem.

Cíle bakalářské práce:

1. Důkladná analýza problematiky.
2. Návrh variant řešení poloautomatické brusky.
3. Konstrukční návrh vybrané varianty – 3D model.
4. Výpočtová dokumentace včetně dimenzování hlavních částí.
5. Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

JOSTEN, Elmar, Thomas REICHE a Bernd WITTCHEN. Dřevo a jeho obrábění. Praha: Grada, 2010. Průvodce truhláře. ISBN 978-80-247-2961-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh poloautomatické ostříčky hoblovacích nožů dřevoobraběcích strojů. Práce obsahuje popis technologie broušení, zejména čelní broušení. Práce se dále zabývá porovnáním jiných brusek, které jsou momentálně na trhu. Z nich je vybrán nejvhodnější typ, který je obohacen dalšími prvky. Práce také obsahuje technickou zprávu s výpočtovými uzly brusky a obsahuje i vybrané výkresové dokumentace. Tato bruska je navržena jako cenově dostupné řešení pro soukromé účely.

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is design of semiautomatic grinder of planing knives of woodcutting machines. Work contains description of grinding technology, especially front grinding. There is a focus on comparison of different types of grinding machines, which are currently available on the market. This work choses the most convinient, which is improved with some details. Work contains technical report and calculations and also contains chosen technical drawing documentation. This grinding machine is designed as affordable for private purposes.

KLÍČOVÁ SLOVA

Poloautomatická bruska, čelní broušení, hoblovací nůž, vodící tyče

KEYWORDS

Semiautomatic grinding machine, frontal grinding, planing knife, guide bars

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HAVLÍČEK, O. *Konstrukční návrh poloautomatické brusky pro ostření nožů dřevoobráběcích strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. XY s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Janu Pavlíkovi, PhD. za ochotu, trpělivost a vedení při konzultacích a také cenné rady a připomínky, kterými obohatil tuto bakalářskou práci.

Dále bych chtěl poděkovat především své rodině a blízkým, za veškerou podporu během mého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24.5. 2017

.....

Havlíček Ondřej

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	17
2.1	Broušení	17
2.2	Čelní broušení	17
2.3	Hoblovací nože	17
2.4	Současná výroba - varianty řešení	18
2.4.1	Holzmann MS 6000.....	18
2.4.2	Holzmann MS 700.....	18
2.4.3	Bernardo PHMS 630	19
2.4.4	MVM Engineering ZX	20
3	KONCEPČNÍ NÁVRH.....	21
3.1	Koncepční návrh 1	21
3.2	Koncepční návrh 2	22
4	VÝPOČTOVÝ NÁVRH.....	23
4.1	Výpočet výkonu a návrh elektromotoru	23
4.2	Výpočet rychlosti posuvu stolu.....	23
4.3	Výpočet průměru hřídele	24
4.4	Výpočet délky pera v převodovce	24
4.5	Výpočet řemene a řemenic	25
4.6	Výpočet životnosti ložisek.....	26
4.7	Pevnostní analýza MKP	27
4.7.1	Výsledky - napětí.....	27
4.7.2	Výsledky - posuv	28
5	KONSTRUKČNÍ NÁVRH BRUSKY	29
5.1	Návrh rámu	29
5.2	Návrh podélného pojezdu	30
5.3	Návrh příčného pojezdu.....	30
5.4	Návrh držáku nože	31
5.5	Návrh automatického pohonu a napínání řemenu	32
5.6	Návrh automatického ovládání a bezpečnosti	32
5.7	Návrh umístění hlavního motoru	33
5.8	Finální konstrukce.....	34
6	ZÁVĚR.....	35
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	37
8	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	39
8.1	Seznam symbolů	39
8.2	Seznam tabulek	40
8.3	Seznam obrázků.....	40
9	SEZNAM PŘÍLOH	41

1 ÚVOD

V současné době se broušení využívá jako jedna z hlavních dokončovacích metod při obrábění. Broušení se ale nevyužívá jen pro dokončovací cykly obrábění, ale využívá se i při ostření nástrojů. Tyto brusky nebo spíše ostřicí stroje slouží k ostření nástrojů pro jejich další využití. Například pro dřevozpracující průmysl, který při zpracování dřeva využívá hoblovacích nástrojů, je velice důležité mít nože v dobrém stavu. Správně nabroušený nůž je důležitý jednak z pohledu kvality zpracování a zároveň i z pohledu finančního. Kvalitně nabroušený nůž udělá výrazně lepší řez materiálem než nůž tupý a zároveň má delší životnost, což je v současné době při rozmachu dřevozpracujícího průmyslu jistě žádoucí.

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh jednoduché, finančně dostupné ostříčky, která bude využitelná v soukromém sektoru.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Broušení

Broušení je hlavní dokončovací metoda, která umožňuje získat vysokou přesnost obrobené plochy. Je to metoda obrábění mnohobřítými nástroji s geometricky nedefinovatelnými řeznými hranami (zrn brusiva), které jsou spojeny pojivem. [1]

Nejčastěji užívanými materiály pro výrobu standardních brousicích kotoučů jsou oxid hlinitý (umělý korund, elektrit) a karbid křemíku. [2]

Pojivo stmeluje brusná zrna, aby měl brusný nástroj požadovaný tvar, rozměr a vhodnou mechanickou pevnost. Má také velký vliv na samoostření nástroje. Základní druhy pojiv jsou keramické pojivo (univerzální), silikátové pojivo (méně pevné než keramické, ale pružnější), magnezitové pojivo (broušení za sucha) a pojiva z umělé pryskyřice. [1]

2.2 Čelní broušení

Podle toho, která plocha kotouče je při broušení aktivní se specifikuje obvodové broušení, kde se broušení provádí kolem obvodu kotouče, a čelní broušení, kde se broušení realizuje v čele kotouče. Broušení čelem kotouče sice není tak přesné jako broušení obvodem kotouče, je však mnohem výkonnější. Obrobek podobně jako u obvodového broušení, může vykonávat pohyb otáčivý nebo přímočarý. Protože zadáním této práce je broušení hrncovým kotoučem, jedná se tedy o broušení čelní. Ukázka brusného kotouče na obrázku (1):



Obr. 1) Hrcový kotouč společnosti Tyrolit [3]

2.3 Hoblovací nože

Obecně lze říci, že hoblovací nože slouží k obrábění dřevěných desek a dřevěných hranolů. Existují různé typy hoblovacích nožů, které se liší svojí geometrií břitu, materiálem a jeho dodatečným upravením tvrdosti. Geometrie břitu u těchto nožů se pohybuje v rozmezí od 30° do 40°, a proto je důležité brusku navrhnout tak, aby měla variabilitu v nastavení geometrie. Tvrdost nože určuje jeho povrchová úprava, kde se využívá tvrdosti 59 až 64 HRC. Nože se vyrábí nejčastěji z rychlořezných ocelí, neboť mají optimální vlastnosti pro tento typ obrábění. [8]

2.4 Současná výroba - varianty řešení

V současné době existují desítky firem zabývajících se výrobou brusných strojů nebo jsou s výrobou spojeny (např. s výrobou kotoučů aj.). Zde je výběr z nich, zabývajících se jednoúčelovými bruskami pro ostření hoblovacích nožů (popř. dlát či vrtáků).

2.4.1 Holzmann MS 6000

Bruska je dle výrobce k broušení hoblovacích nožů do délky 600 mm, ale také pro broušení vrtáků a dlát. Pro vyšší stabilitu má bruska masivní podstavec. Nastavení výšky brusného kotouče a úhlu upínací lišty lze ručním kolem. Hlavní posuv koná obrobek (nůž), který je uložen v liště a upevněn 5 kolíky. Tento posuv je manuální. Výkon motoru je 550 W, hmotnost 35 kg. Cena 7 726 Kč. [4] Ukázka brusky na obrázku (2):



Obr. 2) Holzmann MS 6000 [4]

Výhody:

- malé rozměry, skladnost
- nízká hmotnost (jednoduchá manipulace)
- jednoduché ovládání (upínání)
- nízká cena

Nevýhody:

- bez chlazení
- manuální ovládání

2.4.2 Holzmann MS 700

Bruska je určena pro broušení hoblovacích nožů. Je vybavena chladicím zařízením pro optimální kvalitu ostření. Využívá robustní konstrukce k zamezení vibrací. Nastavitelný úhel sklonu broušení od 0° do 90°. Maximální délka broušení je 700 mm. Motor má výkon 1,5kW, motor posuvu pak 60 W a motor čerpadla pro chladicí kapalinu 40 W. Otáčky kotouče jsou 2800 ot·min⁻¹. Brusný kotouč má průměr 150x50 mm. Rozdíl oproti brusce MS 6000 je takový, že posuv koná nástroj nikoli obrobek. Cena 51 653 Kč. [5] Bruska na obrázku (3):



Obr. 3) Holzmann MS 700 [5]

Výhody:

- velká škála úhlu sklonu
- automatické ovládání
- chlazení

Nevýhody:

- velké rozměry, velká hmotnost
- vysoká cena
- přenos pohybu pomocí řetězu (mazání, nečistoty)

2.4.3 Bernardo PHMS 630

Tento stroj od firmy Bernardo je určen pro broušení hoblovacích nožů. Má celolitinovou konstrukci pro snížení vibrací a lepší kvalitu. Naklápění vodící lišty je v rozmezí od 0° do 55°. Výkon motoru je 550 W a otáčky vřetene jsou 2 800 ot·min⁻¹. Maximální rozměr hoblovacího nože je 660 mm. Stroj má opět manuální provedení hlavního posuvu stolu. Váha 69 kg a cena 15 764 Kč. [6] Bruska viz obrázek (4):



Obr. 4) Bernardo PHMS 630 [6]

Výhody:

- malé rozměry
- relativně nízká hmotnost
- nízká cena
- vysoká tuhost stroje
- jednoduché ovládání

Nevýhody:

- manuální ovládání

2.4.4 MVM Engineering ZX

Tento stroj italská firma MVM Engineering vyrábí ve dvou verzích. Pro délku nože 1000 mm a 1230 mm. Motor o výkonu 1,5 kW a otáčkách $2800 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Průměr kotouče 127 mm nebo 150 mm. Rychlost posuvu $11 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Nastavitelný úhel sklonu od 0° do 90° . Bruska obsahuje i chladicí zařízení pro lepší kvalitu ostření. Pro posuv nástroje se využívá řetězu. [7] Ukázka brusky na obrázku (5):



Obr. 5) MVM Engineering ZX [7]

Výhody:

- velká škála úhlu sklonu
- automatické ovládání
- chlazení

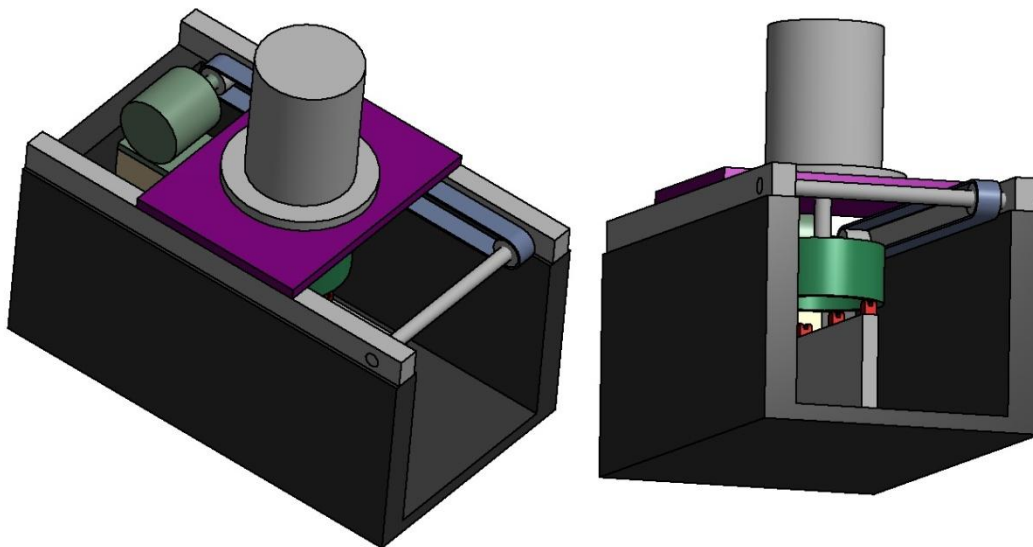
Nevýhody:

- vysoká cena
- velké rozměry
- přenos pohybu pomocí řetězu (mazání, nečistoty)

3 KONCEPČNÍ NÁVRH

3.1 Koncepční návrh 1

Z rešeršní části bakalářské práce plyne, že konstrukční návrh může být proveden dvěma způsoby. A to způsobem, kde hlavní posuv koná samotný motor s brusným kotoučem a nůž je napevno. Na obrázku (6) je tento způsob vyobrazen ve zjedodušeném schématu:



Obr. 6) Koncepční návrh 1

Z důvodu obrušování brusného kotouče a volby úběru materiálu na noži, je v tomto způsobu důležité konstrukčně vyřešit, jakým způsobem se bude nůž nebo samotný motor pohybovat v ose z (tedy nahoru/dolu).

Výhody:

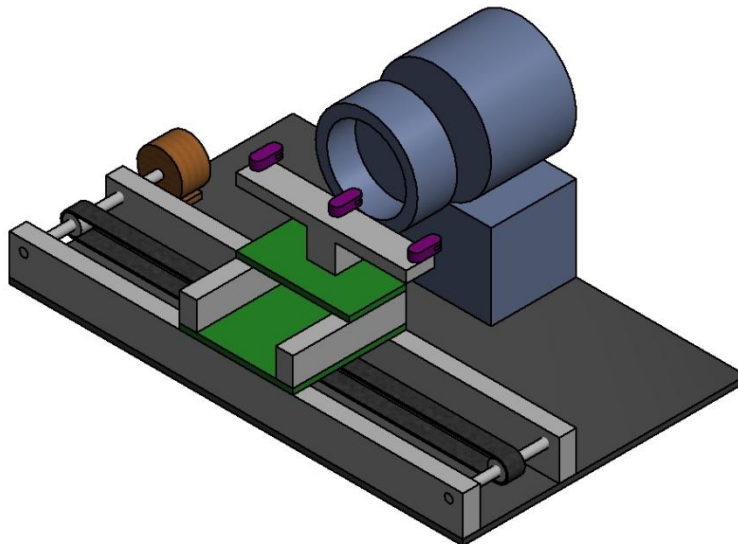
- délka pojezdu je totožná s délkou nože

Nevýhody:

- složité upínání nože
- nemožnost broušení delších nožů než je samotná konstrukce

3.2 Koncepční návrh 2

Ve druhém řešení, kde je rozdíl, že hlavní posuv koná stůl, na kterém je upnut nůž a motor s brusným kotoučem je upevněn na místě. Pro tento způsob konstrukce je důležité vyřešit způsob pohybu stolu, který řeší problém s ubrušováním hrncového kotouče a nastavení úběru materiálu. Tento typ konstrukce je vyobrazen na obrázku (7) ve zjednodušeném schématu:



Obr. 7) Koncepční návrh 2

Výhody:

- jednoduché upínání nože
- možnost broušení delších nožů, než pro které je navržen

Nevýhody:

- větší rozměry

Pro další zpracování tohoto konceptu jsem se rozhodl na základě výhod a nevýhod v porovnání s předcházejícím návrhem.

4 VÝPOČTOVÝ NÁVRH

4.1 Výpočet výkonu a návrh elektromotoru

Pro výpočet výkonu elektromotoru na broušení je důležité znát řeznou sílu kotouče a otáčky kotouče. Přestože následující vzorec platí pro obvodové broušení, lze aplikovat i na čelní, protože rozdíl v obvodové rychlosti je pouze minimální (a zanedbatelný). Pro výpočet rychlosti kotouče je nutné znát průměr otáčky kotouče, který je v rovnici (1):

$$v_c = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n_s}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 2700}{60 \cdot 1000} = 28,274 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1)$$

Pro výpočet řezné síly (rovnice 2) se používá empiricky zjištěný vzorec [2]:

$$F_c = 6 \cdot v_c^{0,8} \cdot f_a^{0,8} \cdot a_e^{0,8} = 6 \cdot 28,274^{0,8} \cdot 0,5^{0,8} \cdot 0,4^{0,8} = 23,993 \text{ N} \quad (2)$$

A výkon (rovnice 3) už se vypočítá jednoduše vynásobením těchto dvou hodnot:

$$P_c = F_c \cdot v_c = 23,993 \cdot 28,274 = 678,393 \text{ W} \quad (3)$$

Z tohoto výpočtu plyne, že výkon motoru by měl být okolo 700 W (pokud započítáme nějaké ztráty, tak o něco vyšší), ovšem při rešerši bylo zjištěno, že většina ostříček na hoblovací nože využívá elektromotor o výkonu 550 W. Proto se budu řídit tímto a navrhuji elektromotor 1LA7073-2AA10 od výrobce Siemens. Tento elektromotor je asynchronního typu a jeho momentová charakteristika naznačuje, že je schopný po dobu 15 s vydržet 60% momentové přetížení, aniž by se spálil. Což je výhodné, pokud by pracovník zvolil velký úběr materiálu a tím se zvýšila řezná síla.

Motor disponuje následujícím kroutícím momentem (rovnice 5), kde při výpočtu potřebujeme znát úhlovou rychlost hřídele motoru, kterou zjistíme z rovnice (4):

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2700}{60} = 282,743 \frac{1}{\text{s}} \quad (4)$$

A kroutící moment tedy:

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{550}{282,743} = 1,945 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

4.2 Výpočet rychlosti posuvu stolu

Z rešerše vyplynulo, že optimální rychlost posuvu se pohybuje okolo 0,2 m/s. Vzhledem k mému řešení brusky je nutné vypočítat převodový poměr. Jelikož firma TOS Znojmo nabízí šnekové převody s různými stupni převodu ve stejné velikosti, nebude problém obstarat si vhodný převod.

Pro výpočet převodu je důležité znát výstupní rychlost $v_2 = 0,2 \text{ m/s}$, dále poloměr řemenice, na kterou se převod přivádí, tedy $r_2 = 0,0435 \text{ m}$ a otáčky vstupního elektromotoru $n_{21} = 900 \text{ 1/s}$. K samotnému výpočtu v rovnici (6):

$$\omega_2 = \frac{v_2}{r_2} = \frac{0,2}{0,0435} = 4,598 \frac{1}{\text{s}} \quad (6)$$

Pomocí zjištěné výstupní úhlové rychlosti můžeme určit výstupní otáčky hřídele (rovnice 7):

$$n_{22} = \frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{4,598}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 43,905 \frac{1}{s} \quad (7)$$

A dále, pokud dáme do poměru výstupní k vstupním otáčkám, dostaneme požadovaný převod (rovnice 8) na šnekové převodovce:

$$i = \frac{n_{21}}{n_{22}} = \frac{900}{43,905} = 20,499 \quad (8)$$

Převodový poměr vyšel $i=20,499$ a protože výrobce TOS Znojmo má ve své nabídce šnekovou převodovku s převodovým poměrem 20, využijeme právě ji.

4.3 Výpočet průměru hřídele

Pro dosažení určité bezpečnosti je také důležité spočítat minimální průměr hřídelí, které se účastní automatického posuvu. Pro tento výpočet je důležité znát výkon motoru pro posuv. Pro tuto část jsem volil motor od výrobce Siemens s označením 1LA7063-6AB12-Z-B14. Tento motor je kompatibilní s navrhovanou šnekovou převodovkou, se kterou se spojí pomocí čtyř šroubů. Protože rešerše ukázala, že firmy, zabývající se výrobou brusek, používají k automatickému posuvu motor o velikosti výkonu 90 W, tak i výše zmíněný motor dosahuje výkonu 90 W.

Dále je důležité znát účinnost šnekového převodu. Firma TOS Znojmo udává, že zvolený šnekový převod má účinnost 83 % při převodovém stupni 20.

Výpočet kroutícího momentu (rovnice 9) na hřídeli tedy vypadá následovně:

$$M_{k2} = \eta \cdot \left(\frac{P_2}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{21}}{60 \cdot i}} \right) = 0,83 \cdot \left(\frac{90}{2 \cdot \pi \cdot \frac{900}{60 \cdot 20}} \right) = 15,852 \text{ N.m} \quad (9)$$

Pomocí kroutícího momentu na hřídeli je možné dále určit již potřebný minimální průměr hřídele (rovnice 10). K tomu je ale ještě zapotřebí dovolené smykové napětí při míjivém cyklickém zatěžování. Tento údaj je umístěn ve strojních tabulkách a je roven 60 MPa pro ocel. Výpočet tedy vypadá následovně:

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2} \cdot 1000}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,955 \cdot 1000}{\pi \cdot 60}} = 11,04 \text{ mm} \quad (10)$$

Minimální průměr hřídele tedy vyšel 11 mm, navrhuji tedy průměr hřídele 15 mm pro dosažení určité bezpečnosti.

4.4 Výpočet délky pera v převodovce

Přestože se obvykle dává pero přes celou délku převodu, je důležité spočítat, jestli bude délka dostačující. Pomocí tabulek zjistíme, že pro hřídel o průměru 15 mm, je šířka pera 5 mm a jeho výška také 5 mm. Pro tyto údaje platí, že drážka pro pero v hřídeli je hluboká 2,9 mm a tedy zbývající výška pera je 2,1 mm. Hodnota ze strojnických tabulek pro dovolený tlak je 100 MPa. Pro výpočet tedy použijeme vzorec z rovnice (11) pro dovolený tlak v hřídeli:

$$p_D = 0,7 \cdot p = 0,7 \cdot 100 = 70 \text{ MPa} \quad (11)$$

Dovolený tlak v hřídeli je tedy 70 MPa. Pro výpočet délky pera využijeme vztah uvedený v rovnici (12):

$$l = \frac{2 \cdot M_{k2} \cdot 1000}{p_D \cdot t_{vn} \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 0,955 \cdot 1000}{70 \cdot 2,1 \cdot 15} = 14,379 \text{ mm} \quad (12)$$

Délka pera musí být minimálně 14,379 mm. Jelikož návrh uvažuje s délkou pera ve šnekové převodovce 63 mm, uvedené řešení vyhovuje pro danou aplikaci.

4.5 Výpočet řemene a řemenic

Pro výpočet řemene a řemenic jsem využil program MITCalc, ve kterém jsem používal následující vstupní údaje v tabulce (1):

Tab 1) Tabulka vstupních údajů řemenic a řemene

	Řemenice hnací	Řemenice hnaná	Jednotky
Přenášený výkon	0,07	0,07	kW
Otáčky řemenice	44	44	min ⁻¹
Převodový poměr	1	1	-
Počet zubů	34	34	-
Krouticí moment	16,25	15,92	Nm
Účinnost převodu	98		%
	Řemen		
Šířka	30		mm
Délka	2200		mm
Počet zubů	275		-

Jak je patrné, tak přestože výkon elektromotoru je 90 W, tak přenášený výkon je pouze 70 W, protože účinnost šnekového převodu je 0,83.

Pro vypočítané hodnoty řemene slouží tabulka (2):

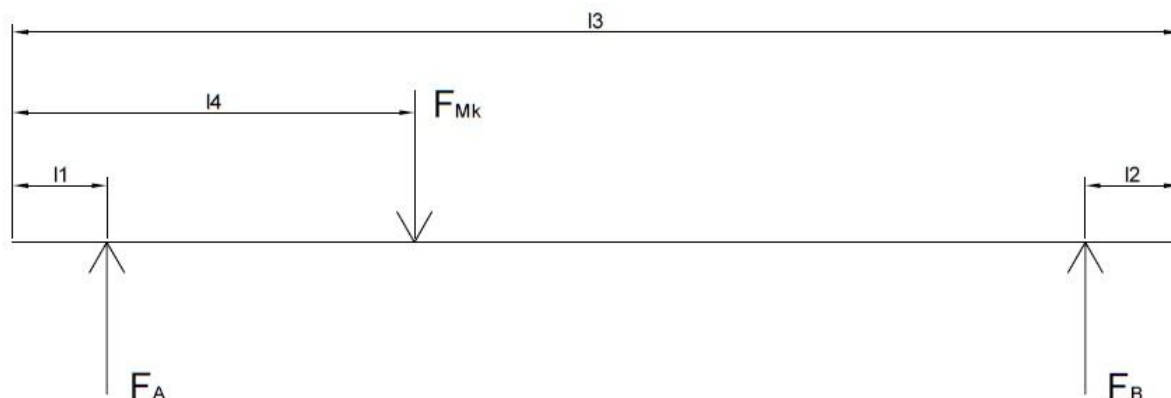
Tab 2) Tabulka výsledných hodnot pro řemen

	Řemen	Jednotky
Tahová síla	375	N
Předpětí	409	N
Síla v zatížené větvi řemenu	597	N
Síla v odlehčené větvi řemenu	221	N
Celková radiální síla	818	N
Součinitel provozního zatížení	2,1	-
Úhel opásání řemenic	180	°

Celková radiální síla vychází 818 N, ovšem ta platí pro rázové zatížení, které nastává pouze při změně směru pohybu. Proto budu do výpočtů využívat velikosti tahové síly, která platí pro celý pohyb stolu, vyjma změny směru.

4.6 Výpočet životnosti ložisek

Pro výpočet životnosti ložisek je důležité znát reakční síly v nich které se určí z rovnic statické rovnováhy. Určeme si je podle obrázku (6) následovně:



Obr. 8) Reakční síly v ložiscích

Pro určení síly (rovnice 13), kterou vyvolává kroutící moment použijeme následující vztah:

$$F_{Mk} = \frac{M_{k2} \cdot 1000}{\frac{d_f}{2}} = \frac{15,852 \cdot 1000}{\frac{87}{2}} = 364,437 \text{ N} \quad (13)$$

Dále reakce v ložisku B (rovnice 14):

$$F_B = \frac{F_{Mk} \cdot (l_4 - l_1)}{l_3 - 2 \cdot l_2} = \frac{364,437 \cdot (66,3 - 15,5)}{192,6 - 2 \cdot 15,5} = 114,563 \text{ N} \quad (14)$$

A reakce v ložisku A (rovnice 15):

$$F_A = F_{Mk} - F_B = 364,437 - 114,563 = 249,874 \text{ N} \quad (15)$$

Protože ložiska jsou typu UCP 202, z katalogu od výrobce zjistíme, že statická únosnost ložiska je 6180 N. Můžeme tedy použít vztah v rovnici (16) a (17), kde dosazujeme vyšší hodnotu z reakčních sil v ložiscích:

$$L_{10} = \left(\frac{C_s}{F_A} \right)^3 = \left(\frac{6180}{249,874} \right)^3 = 1,513 \cdot 10^4 \text{ ot} \quad (16)$$

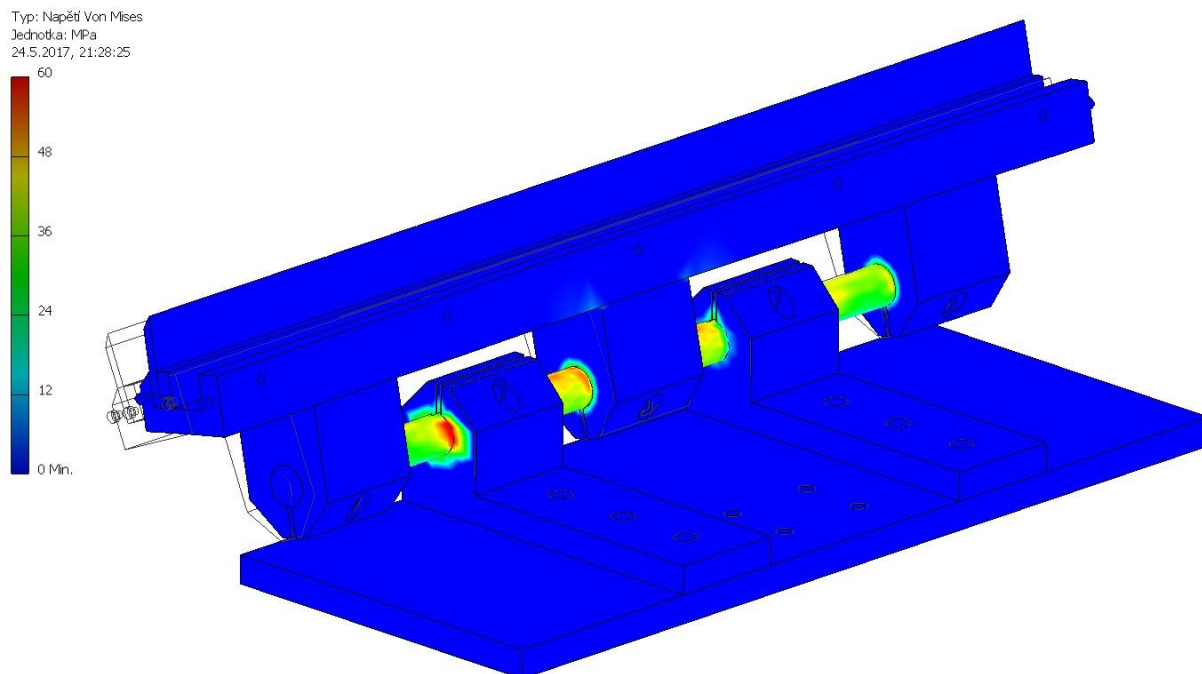
$$L_h = \frac{3600 \cdot L_{10}}{\frac{n_{21}}{60 \cdot i}} = \frac{3600 \cdot 1,513 \cdot 10^4}{\frac{900}{60 \cdot 20}} = 7,443 \cdot 10^7 \text{ hod} \quad (17)$$

Vychází velice dostačující životnost, kterou ovšem šlo očekávat z důvodu malých zatěžujících sil.

4.7 Pevnostní analýza MKP

Ke zjištění pevnosti vybrané součásti, v tomto případě držáku na nůž, byla použita funkce softwaru Autodesk Inventor pevnostní analýza. Tato funkce slouží jako značná úspora času při počítání pevnosti součásti, namísto ručního analytického řešení.

4.7.1 Výsledky - napětí



Obr. 9) Napětí Von Mises

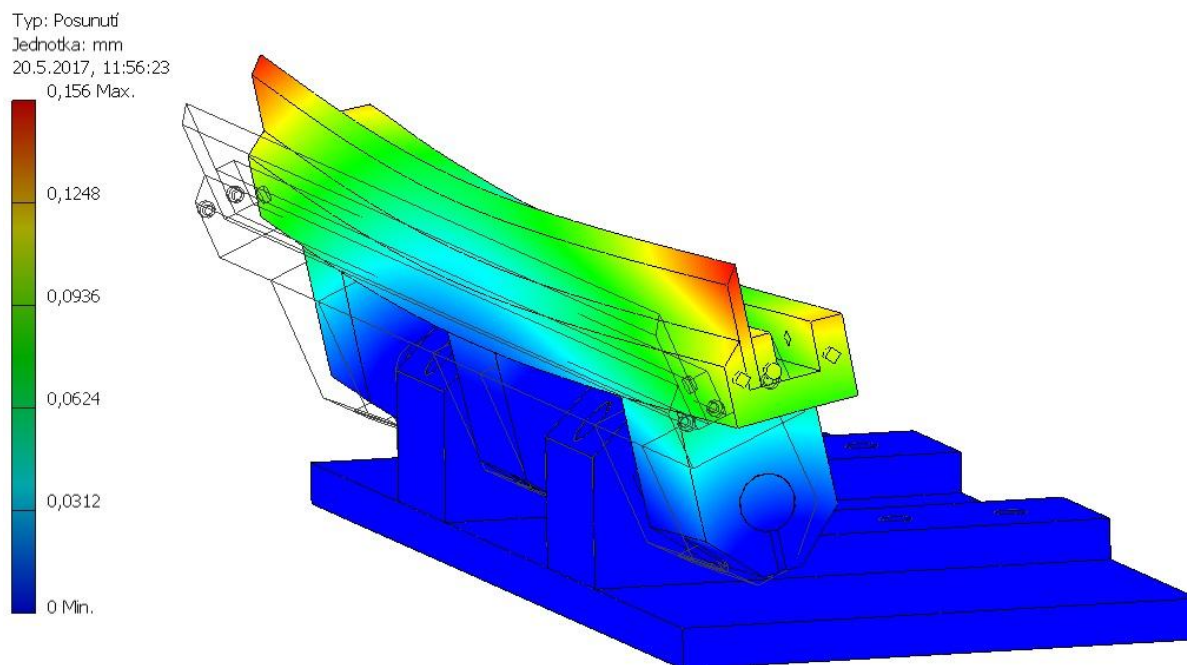
Jak je z obrázku (9) patrné, největší napětí vzniká ve svěrném spoji na hřídeli. Pro lepší viditelnost průběhu napětí byla snížena maximální škála napětí, ovšem maximální napětí zůstává pořád stejné a to 60 MPa. Kde pro ocel 11 500 je dovolené míjivé napětí pro tlak/tlak 90 MPa, pro míjivý ohyb je 100 MPa a pro míjivý krut je 55 MPa. Hřídel tedy vyhovuje požadavkům, protože pro uvedené hodnoty je hodnota bezpečnosti 2.

Jako fixní spoj byla zvolena spodní plocha desky, ke které je vše přišroubované. Šroubovým spojem jsou též spojeny svěrná pouzdra s držákem na nůž.

Jako zatížení byla zvolena síla, která působí kolmo na čelní plochu ostří hoblovacího nože a to ve velikosti odpovídající velikosti řezné síly. Tedy 27 N Dále byly zvoleny síly, které vyvolávají šroubové spoje. Pro spoj, nacházející se v držáku, byly zatěžující síly zvoleny s velikostí 500 N, tyto síly jsou vyvolány přitlačným kolíkem, který tlačí hoblovací nůž ke stěně držáku přes lištu. Pro šroubové spoje, nacházející se ve svěrných pouzdrech, byly zvoleny síly o velikosti 800 N v obou směrech spoje. Další síly byly zvoleny do spojů mezi deskou a svěrným spojem. Jejich velikosti byly určeny jako 500 N, ovšem tyto síly už na výsledné napětí nemají skoro žádný vliv.

4.7.2 Výsledky - posuv

Další výsledek, který si můžeme nechat spočítat je velikost přetvoření na hoblovacím noži. Přestože tento výsledek není úplně směrodatný, protože pokud si uvědomíme, jak funguje ostření těchto nožů, zjistíme, že při prvním posuvu se vybrousí největší část materiálu, při druhém se vybrousí menší část a takto broušení pokračuje, dokud se nůž přestane brousit úplně.



Obr. 10) Dočasné přetvoření nože

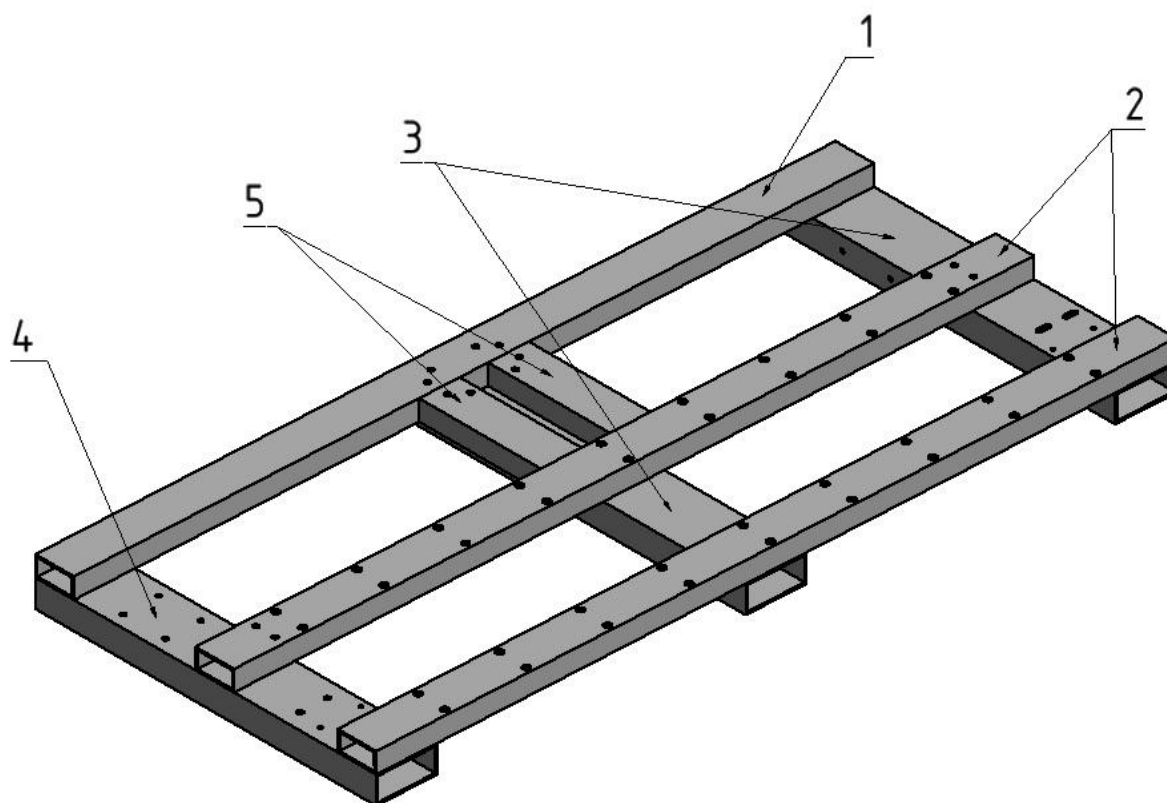
Na obrázku (10) v modelu přetvoření lze vidět, že při prvním kontaktu brusného kotouče s nožem je největší průhyb nože na jeho konci a činí 0,156 mm. Což je sice vysoká hodnota, ale při broušení nože nastává největší úběr materiálu pouze při prvním obrobení. Při dalším úběru již kotouč z nože brousí menší množství materiálu a působí zde i menší síla, nůž se tedy narovná zpátky do původní polohy. Při posledním přejezdu již brusný kotouč neubírá z nože žádný materiál, a nůž je již ve své původní, rovné, poloze. Z tohoto hlediska tedy není nutné brát v úvahu prohnutí nože při prvním úběru.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH BRUSKY

Mnou navržená bruska, co se konstrukce týká, je kombinací výše uvedených typů v řešersní části. Je vhodná především pro kusovou výrobu, protože obsahuje svařence a jiné nesériově vyráběné části.

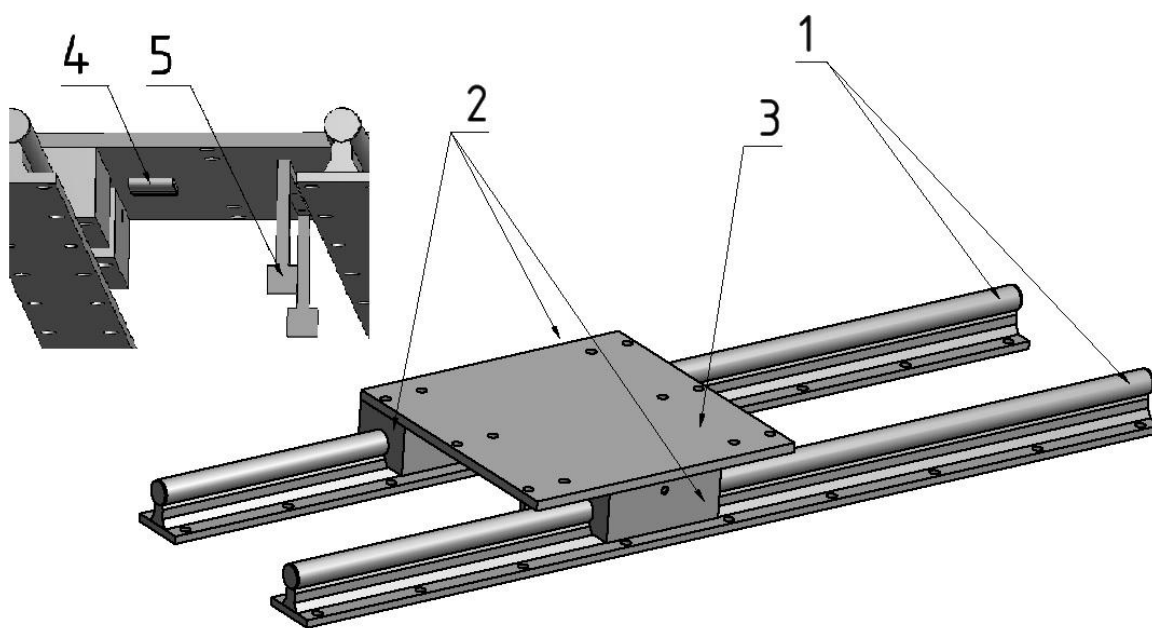
5.1 Návrh rámu

Rám je tvořen z ocelových profilů (o tloušťce stěny 3 mm), které jsou k sobě přivařeny. Hlavní konstrukci rámu tvoří jekly {1,2} o rozměrech 1180x60x30mm, přičemž profily {2} mají předvrtané díry pro podepřené tyče pro vedení hlavního posuvu brusky. K profilům {1,2,3} jsou přivařeny profily {3,4} s rozměry 532x90x40mm, a to tak, že dva jsou na konci, kde profil {4} má předvrtané díry pro ukotvení pohonu posuvu k rámu (tedy pro přišroubování šnekového převodu s motorem). Dále je profil {3} přivařen přímo uprostřed, pro dosažení větší tuhosti celého rámu a snížení vzniku nežádaných chvění celého stroje. Profily {5}, které mají rozměry 190x60x30mm a jsou přivařeny k profilům {1,2}. Rám viz obrázek (11):



Obr. 11) Návrh rámu

5.2 Návrh podélného pojezdu

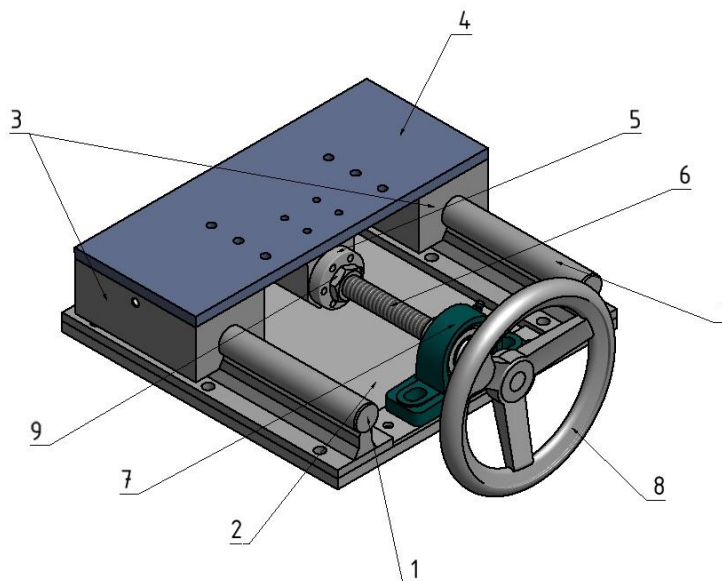


Obr. 12) Návrh podélného pojezdu

Přímo na konstrukci rámu se šroubovým spojem montuje podélný pojezd. Tento pojezd je automatický. Dvě kolejnice {1} mají kruhovitý průřez o průměru 25 mm, délce 1000 mm a tyče jsou podepřené pro dosažení větší tuhosti. Pro pohyb posuvný jsou ke kolejnicím přidány tři vozíky {2} o rozměrech 130x74x51mm. Na jedné straně je jeden a na druhé jsou dva vozíky z důvodu zamezení zadíraní mezi vozíky a kolejnicemi a pro větší stabilitu soustavy. K vozíkům je opět šroubovým spojem připevněna ocelová deska {3} o rozměrech 300x300x10mm. Tato deska slouží k připojení příčného pojezdu brusky. Ze spodní této desky je také připevněn duralový protikus {4} k řemenu, který slouží k pohonu automatického podélného posuvu stroje. Ze spodní je také připevněna lopatka {5}, která funguje jako indikátor polohy pro koncové spínače. Na obrázku (12) návrh pojezdu.

5.3 Návrh příčného pojezdu

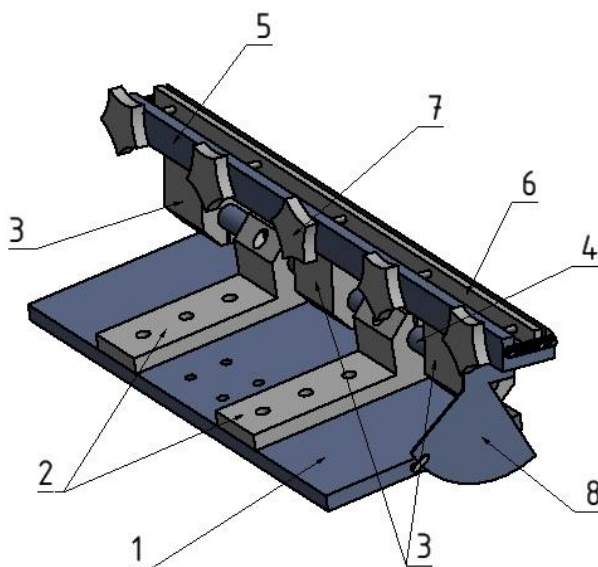
Další konstrukční uzel je manuálně ovládaná část stroje a tou je příčný pojezd, viz obrázek (13). Skládá se ze dvou kolejnic {1} o průměru průřezu 25 mm a délky 300 mm. Šroubovým spojem jsou připojeny k desce {2} s rozměry 300x300x10mm. Kolejnice jsou připojeny ke dvěma vozíkům, se stejnými rozměry jako vozíky na podélném pojezdu {3}. Tentokrát jsou vozíky pouze dva, protože jsou spojeny s deskou {4}, která má šířku stejnou, tedy 300x130x10mm. Není tedy potřeba přidávat dalších vozíků, neboť bude dosaženo dostatečné stability soustavy. Na desku {4} je šroubovým spojem připevněn domek {5}, který se skládá z vnitřní maticky pro trapézový šroub {6} a vnějšího domku. Tímto systémem je dosažen manuální posuv příčného pojezdu a tedy i samotný úběr materiálu při broušení hoblovacích nožů. Axiální pojistka je zde dosažena pomocí kontramatky {9}. Dále sestava obsahuje UCP ložisko {7}, které je zajišťuje trapézový šroub jak v axiálním, tak v radiálním směru. Samotné ložisko je připojeno k základové desce přes podložku šroubem, aby se dosáhlo souososti domku s ložiskem. Pro pohodlnější ovládání je k trapézovému šroubu připevněna klička {8}.



Obr. 13) Návrh příčného pojezdu

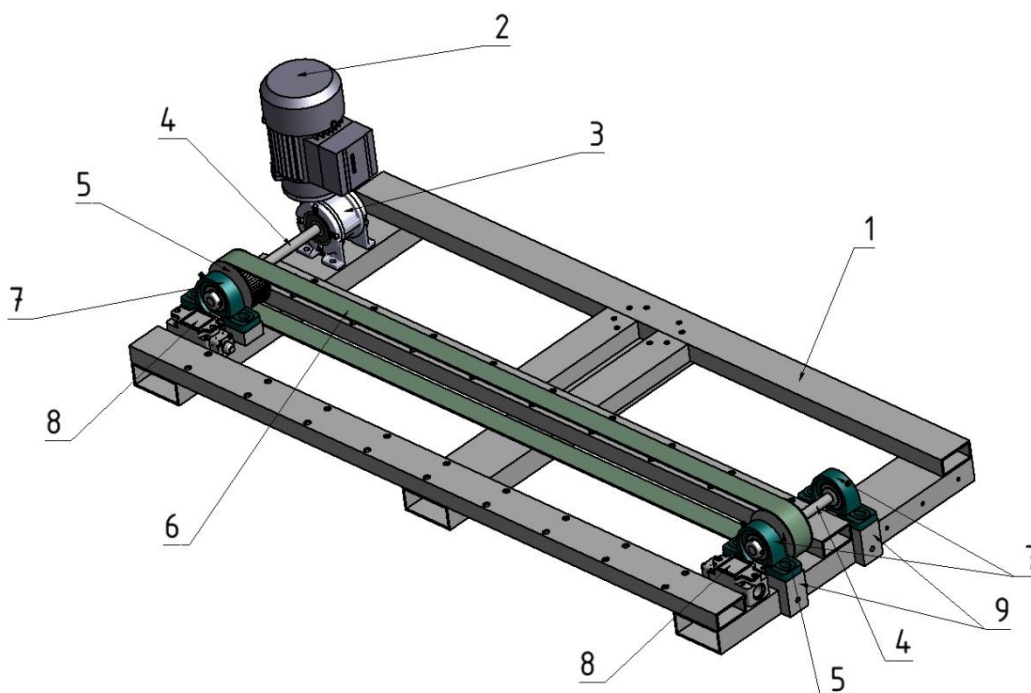
5.4 Návrh držáku nože

Z obrázku (14) vidíme, že na desce {1} jsou šroubovým spojem připojeny dva držáky {2} na hřídel {4}, která realizuje geometrii břitů. Držák je spojen s hřídelí přes svěrný spoj, který zaručuje dostatečnou sílu pro udržení řezné síly. Dále je hřídel spojena s dalšími třemi držáky {3}, které jsou s hřídelí spojeny stejným svěrným mechanismem. Tyto držáky jsou dále spojeny šroubovým spojem k liště {5} pro samotný hoblovací nůž. Jeho délka je stejná jako maximální délka nože pro tento stroj, tedy 400 mm. To z důvodu, aby nedošlo k rozkmitání konce lišty a tedy k nedokonalému ostření nože. Samotný nůž je dále k liště {5} přichycen přes lištu {6} pomocí pěti kolíků {7}. Tyto kolíky jsou rozmístěny po celé délce, aby nedošlo k dalšímu rozkmitání nože. Pro určení úhlu sklonu je zde také umístěn úhelník {8}.



Obr. 14) Návrh držáku nože

5.5 Návrh automatického pohonu a napínání řemenu

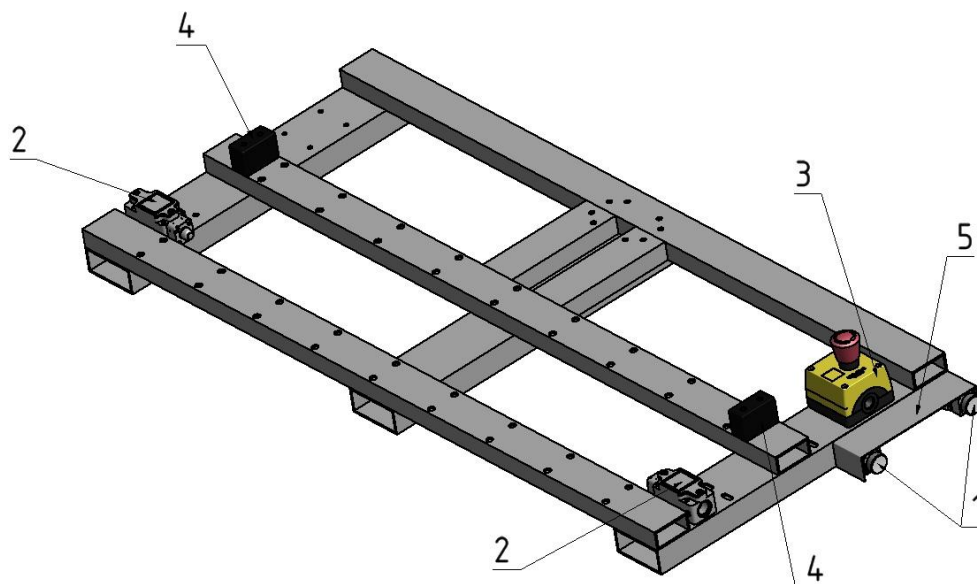


Obr. 15) Návrh podélného pojezdu

Návrh vypadá viz obrázek (15). K rámu {1} je šroubovým spojem přimontován šnekový převod {3}, ke kterému je opět šrouby připojen elektromotor {2}. Pro převod kroutícího momentu z převodové skříně slouží hřídel {4}, která je na její druhé straně uložena v ložisku UCP {7}. Na této hřídeli je připojena řemenice {5}. K realizaci pohybu je zde použit ozubený řemen {6}, který je na své druhé straně opět nasazen k řemenici {5}. Tato řemenice je spojena s hřídelí, která je opět uložena (tentokrát ve dvou) ložiscích UCP. Pro přepínání chodu motoru jsou na rámu navrženy koncové spínače {8}. K napínání řemenu slouží podložka {9}, která se nachází pod ložiskovými domky. Na boku má závit pro šroub, pomocí kterého tlačí do rámu a napíná řemen. Každá podložka je dále uchycená k rámu pod ložiskem pomocí dvou šroubů, které se při napínání musí nejprve povolit.

5.6 Návrh automatického ovládání a bezpečnosti

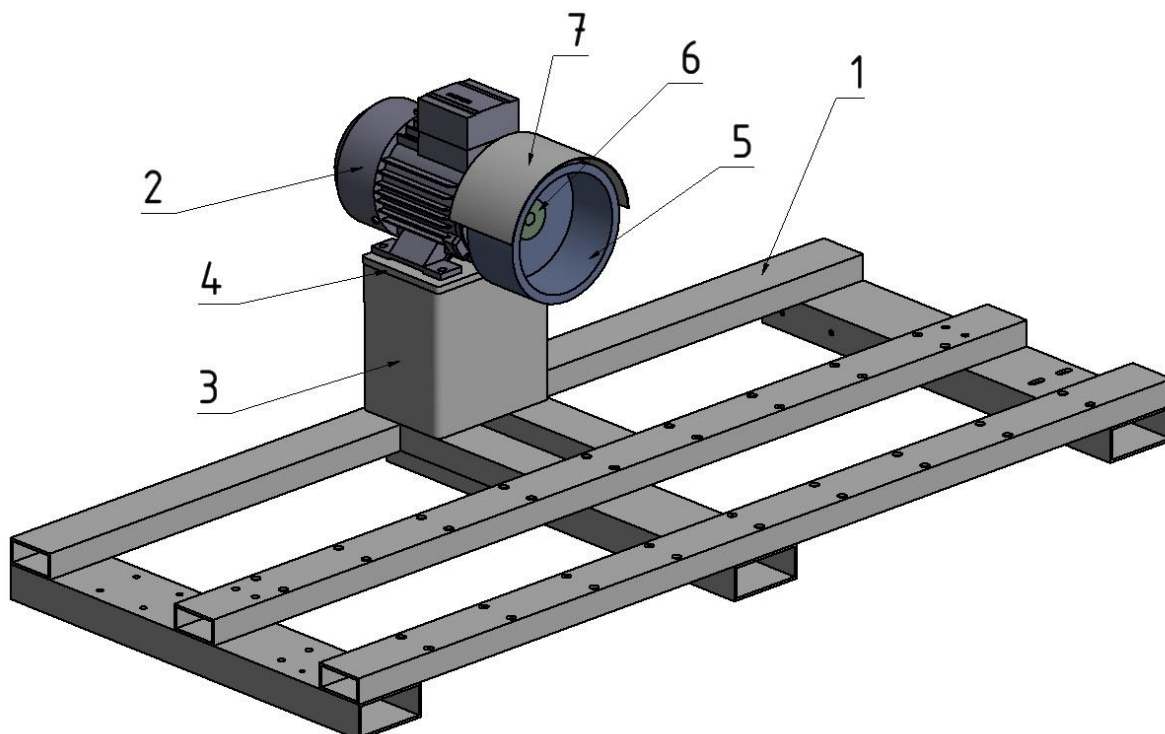
Pro dosažení automatického posuvu je použit ozubený řemen. Pro jeho řízení je ovšem z hlediska bezpečnosti důležité zamezení dotyku uživatele s ním. Z tohoto důvodu jsou zde dva spínače {1} uloženy pod krytem {5}, které musí být sepnuté najednou, aby obvodem začal procházet proud. Druhou pojistkou pro okamžité odpojení od sítě je zde spínač {3}, který je po stisknutí zaaretován. Pro změnu směru automatického posuvu jsou po stranách rámu umístěny dva koncové spínače {2}, které jsou spojeny s řízením na motoru. Řízení přehazuje fáze na motoru a tím je dosažena změna směru pohybu. Pokud by z důvodu technické závady došlo k nesprávné funkci koncových spínačů, jsou zde po stranách rámu šroubovým spojem přimontovány gumové dorazy {4}, do kterých stůl najede a bude dál tlačit, v důsledku čehož se zvýší proud odebíraný elektromotorem a řídicí jednotka, instalovaná na motoru, vyhodnotí situaci a vypne obvod. Návrh na obrázku (16).



Obr. 16) Návrh automatického ovládání a bezpečnosti

5.7 Návrh umístění hlavního motoru

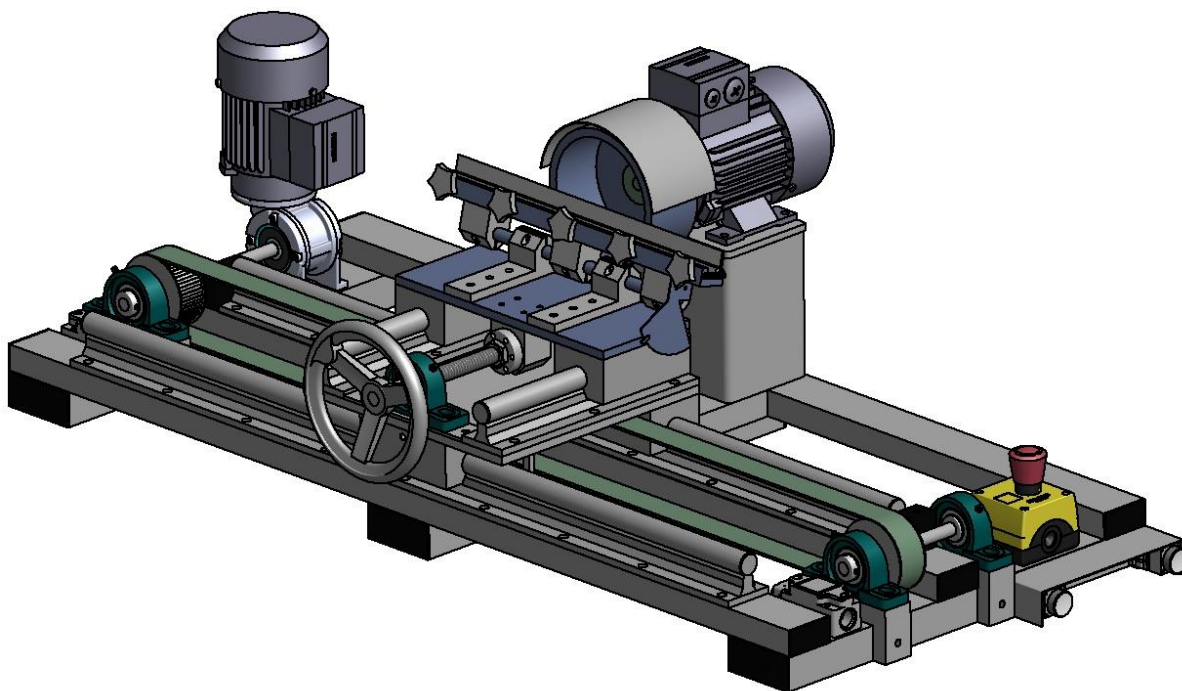
Umístění motoru {2} je ve středu celého rámu {1}, a je vyvýšen pomocí dutého podkladu {3}, který je uzavřen poklopem {4}, aby byl hrncový kotouč {5} ve stejné výšce jako držák na nůž. Brusný kotouč je dále k hřídeli motoru připevněn pomocí příruby {6} a zakrytován {7}. Viz obrázek (17).



Obr. 17) Návrh umístění hlavního motoru

5.8 Finální konstrukce

Na obrázku (18) je finální návrh se všemi komponenty:



Obr. 18) Celková sestava

6 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh brusky nožů dřevoobráběcích strojů. Pomocí řešerše byly dány dohromady poznatky k tvorbě vlastní brusky, která měla obsahovat kombinaci výhod brusek z řešerše.

Bruska byla navržena především pro domácí kutily, ale i pro řemeslníky, zabývající se broušením hoblovacích nožů. Tento fakt se výrazně odrazil na konstrukci. Například rám celého stroje je navržen z normalizovaných ocelových, které se dají snadno svařit. A protože svařování nepatří do metod sériové výroby, tak ani tento stroj není navržen pro sériovou výrobu, která by z tohoto důvodu byla finančně náročná.

Pro pohon stolu stroje byl ozubený řemen poháněný elektromotorem. Tento pohon byl zvolen jednak z finanční úspory, ale také z faktu, že elektřina je nejdostupnější zdroj energie. Pokud by bruska byla poháněná stlačeným vzduchem, musel by uživatel mít přístup ke kompresoru, který vůbec nemusí mít k dispozici. Tento druh pohonu je navíc oproti elektřině výrazně dražší.

Díky jednoduchosti celého řešení brusky je také možné brusku vylepšit o frekvenční měnič, který výrazným způsobem změní plynulost celého broušení. V neposlední řadě také umožní měnit rychlost posuvu stolu a tím docílit zrychlení či zpomalení celého broušení. Absence frekvenčního měniče v základním návrhu je především z důvodu finanční úspory a z faktu, že i bez frekvenčního měniče lze dosáhnout obstojných vybroušených ploch.

Po zhotovení modelu v softwaru Autodesk Inventor 2015, byla spočítána hmotnost celé konstrukce, která činí zhruba 100 kg, kde samotný rám váží asi 25 kg, což činí stroj velice tuhým, ale zároveň dosti hmotným pro manipulaci jedním pracovníkem

Součástí práce jsou také výkresy celé sestavy, podsestavy stolu a výrobního výkresu svařeného rámu.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] [cit. 2017-05-24]. Technologie II 2.díl [online]. Dostupné z: http://homel.vsb.cz/~cep77/PDF/skripta_Technologie_II_2dil.pdf
- [2] [cit. 2017-05-24]. HUMÁR, A. TECHNOLOGIE I OBRÁBĚNÍ - 3.část. Interaktivní multimediální text pro bakalářský a magisterský studijní program "Strojírenství". Brno: VUT Brně, Fakulta strojího inženýrství, 2005. 57 s. [online] Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/Dokoncovaci_a_nekonvencni_metody_obrabeni/TI_TO-3.cast.pdf
- [3] [cit. 2017-05-24]. Tyrolit Hrncový brusný kotouč keramický D×T×H (mm) 100×50×20. *Hoffmann Group | Tools to make you better* [online]. Dostupné z: [https://www.hoffmann-group.com/SK/cs/hos/Brusn%C3%A1-a-d%C4%9Blic%C3%AD-technika/P%C5%99esn%C3%A9-brou%C5%A1en%C3%AD/Hrnco%C3%BD-brusn%C3%BD-kotou%C4%8D-keramick%C3%BD-D%C3%97T%C3%97H-\(mm\)-100%C3%9750%C3%9720/p/597025](https://www.hoffmann-group.com/SK/cs/hos/Brusn%C3%A1-a-d%C4%9Blic%C3%AD-technika/P%C5%99esn%C3%A9-brou%C5%A1en%C3%AD/Hrnco%C3%BD-brusn%C3%BD-kotou%C4%8D-keramick%C3%BD-D%C3%97T%C3%97H-(mm)-100%C3%9750%C3%9720/p/597025)
- [4] [cit. 2017-05-24]. Univerzální bruska hoblovacích nožů a vrtáků Holzmann MS 6000 [online]. Dostupné z: http://www.uni-naradi.cz/univerzalni-bruska-hoblovacich-nozu-a-vrtaku-holzmann-ms-6000-?utm_source=heureka.cz&utm_medium=referral&utm_content=MS_6000_
- [5] [cit. 2017-05-24]. <https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/117-2-BRUSKY-NA-NASTROJE/5/1683-BRUSKA-HOLZMANN-HMS-700-NA-HOBLOVACI-NOZE-S-CHLAZENIM//description#anch1> BRUSKA HOLZMANN HMS 700 NA HOBLOVACÍ NOŽE S CHLAZENÍM . *DŘEVOOBRÁBECÍ STROJE, DŘEVOOBRÁBECÍ NÁSTROJE* [online]. Dostupné z: <https://www.dobrestroje.cz/dobrestroje/eshop/1-1-DREVOOBRABECI-STROJE/117-2-BRUSKY-NA-NASTROJE/5/1683-BRUSKA-HOLZMANN-HMS-700-NA-HOBLOVACI-NOZE-S-CHLAZENIM//description#anch1>
- [6] [cit. 2017-05-24]. Bruska na hoblovací nože Bernardo PHMS 630 | BOUKAL Stroje-nářadí. *Nářadí, soustruh, frézka, obráběcí stroje | BOUKAL Stroje-nářadí* [online]. Copyright © 2010. Dostupné z: <https://shop.boukal.cz/drevoobrabeci-stroje/bruska-na-hoblovaci-noze-bernardo-phms-630/>
- [7] [cit. 2017-05-24]. Grinding machine for straight knives. *MVM srl, Lapping machine, Grinders straight blades, affilatrici rettificatrici* [online]. Dostupné z: http://www.mvmsrl.it/en/prodotti-affilatrici_per_lame_lineari.asp?p=03&t=Grinding%20machine%20for%20straight%20knives
- [8] [cit. 2017-05-24]. ELUC. [online]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/>
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [11] [cit. 2017-05-24]. Free 2D & 3D CAD files, models and drawings of mechanical, electrical & mechatronics part catalogs.. Object moved [online]. Copyright © Copyright 1990. Dostupné z: [https://www.tracepartsonline.net/\(S\(mcvsg3jxs4j4yiybycj01fk\)\)/content.aspx](https://www.tracepartsonline.net/(S(mcvsg3jxs4j4yiybycj01fk))/content.aspx)
- [12] SVOBODA, Pavel, Robert KOVÁŘÍK a Jan. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-720-4212-2.

8 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

8.1 Seznam symbolů

a_e	[mm]	radiální záběr
C_s	[N]	statická únosnost ložiska
d_2	[mm]	navrhovaný průměr hřídelí s řemenicemi
d_{2min}	[mm]	minimální průměr hřídele s řemenicemi
$d_{\dot{r}}$	[mm]	průměr řemenic
d_s	[mm]	průměr brusného kotouče
f_a	[mm]	axiální posuv stolu na jednu otáčku
F_A	[N]	reakce síly v ložisku A
F_B	[N]	reakce síly v ložisku B
F_c	[N]	řezná síla kotouče
F_{Mk}	[N]	síla od kroutícího momentu na hřídeli s řemenicemi
i	[-]	převodový poměr šnekové převodovky
l	[mm]	navrhovaná délka pera
l_1	[mm]	vzdálenost bližšího konce hřídele od ložiska A
L_{10}	[ot]	životnost ložiska s 90% spolehlivostí
l_2	[mm]	vzdálenost bližšího konce hřídele od ložiska B
l_3	[mm]	celková délka hřídele s řemenicemi
l_4	[mm]	vzdálenost bližšího konce hřídele se středem řemenice
L_h	[hod]	životnost ložiska v hodinách
M_{k1}	[Nm]	kroutící moment většího elektromotoru
M_{k2}	[Nm]	kroutící moment na hřídeli s řemenicemi
n_1	[1/min]	otáčky hřídele většího elektromotoru motoru
n_{21}	[1/s]	otáčky na hřídeli menšího elektromotoru
n_{22}	[1/s]	otáčky na hřídeli s řemenicemi
n_s	[1/min]	otáčky brusného kotouče
P_1	[W]	výkon většího elektromotoru
P_2	[W]	výkon menšího elektromotoru
P_c	[W]	navrhovaný výkon většího elektromotoru
p_D	[MPa]	dovolený tlak
r_2	[m]	poloměr řemenice
t_{vn}	[mm]	výška pera vně hřídele
v_2	[m/s]	tečná rychlost na řemenici

v_c	[m/s]	řezná rychlost
η	[-]	účinnost šnekového převodu
ω_1	[1/s]	úhlová rychlost hřídele většího motoru
ω_2	[1/s]	úhlová rychlost menšího motoru

8.2 Seznam tabulek

TAB 1) TABULKA VSTUPNÍCH ÚDAJŮ ŘEMENIC A ŘEMENE	25
TAB 2) TABULKA VÝSLEDNÝCH HODNOT PRO ŘEMEN	25

8.3 Seznam obrázků

OBR. 1) HRNCOVÝ KOTOUČ SPOLEČNOSTI TYROLIT [3]	17
OBR. 2) HOLZMANN MS 6000 [4]	18
OBR. 3) HOLZMANN MS 700 [5]	19
OBR. 4) BERNARDO PHMS 630 [6]	19
OBR. 5) MVM ENGINEERING ZX [7]	20
OBR. 6) KONCEPČNÍ NÁVRH 1	21
OBR. 7) KONCEPČNÍ NÁVRH 2	22
OBR. 8) REAKČNÍ SÍLY V LOŽISCÍCH	26
OBR. 9) NAPĚTÍ VON MISES	27
OBR. 10) DOČASNÉ PŘETVOŘENÍ NOŽE	28
OBR. 11) NÁVRH RÁMU	29
OBR. 12) NÁVRH PODÉLNÉHO POJEZDU	30
OBR. 13) NÁVRH PŘÍČNÉHO POJEZDU	31
OBR. 14) NÁVRH DRŽÁKU NOŽE	31
OBR. 15) NÁVRH PODÉLNÉHO POJEZDU	32
OBR. 16) NÁVRH AUTOMATICKÉHO OVLÁDÁNÍ A BEZPEČNOSTI	33
OBR. 17) NÁVRH UMÍSTĚNÍ HLAVNÍHO MOTORU	33
OBR. 18) CELKOVÁ SESTAVA	34

9 SEZNAM PŘÍLOH

CD:

3D model navrhované brusky (formát .stp)

Elektronická verze bakalářské práce

Výkresová dokumentace (v seznamu níže)

SEZNAM VÝKRESŮ:

01/BP	CELKOVÁ SESTAVA
02/BP	PODSESTAVA STOLU
03/BP	RÁM

